

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 545 190 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
29.05.1996 Patentblatt 1996/22

(51) Int Cl.⁶: **F01C 1/02**

(21) Anmeldenummer: **92119877.6**

(22) Anmeldetag: **23.11.1992**

(54) **Verdrängermaschine nach dem Spiralprinzip**

Scroll-type fluid displacement machine

Machine de déplacement de fluide de type à spirale

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB IT LI

(30) Priorität: **05.12.1991 CH 3579/91**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.06.1993 Patentblatt 1993/23

(73) Patentinhaber: **AGINFOR AG für industrielle
Forschung**
CH-5430 Wettingen (CH)

(72) Erfinder: **Kolb, Roland**
CH-8105 Regensdorf (CH)

(74) Vertreter: **Klein, Ernest**
Sandstrasse 24
5416 Kirchdorf AG (CH)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 201 774 EP-A- 0 321 781
EP-A- 0 321 782 DE-A- 3 138 585
DE-A- 3 535 309

- **MTZ 46, 1985, Seiten 323,324 und 327**
- **VDI Nr.39, 27.09.85, Seiten 36, 37**

EP 0 545 190 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Gebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft eine Verdrängermaschine für kompressible Medien gemäss Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Stand der Technik

Verdrängermaschinen der Spiralbauart sind beispielsweise durch die DE-C-26 03 462 bekannt. Ein nach diesem Prinzip aufgebauter Verdichter zeichnet sich durch eine nahezu pulsationsfreie Förderung des beispielsweise aus Luft oder einem Luft-Kraftstoff-Gemisch bestehenden gasförmigen Arbeitsmittels aus und könnte daher unter anderem auch für Aufladezwecke von Brennkraftmaschinen mit Vorteil herangezogen werden. Während des Betriebes eines solchen Kompressors werden entlang der Verdrängerkammer zwischen dem spiralförmig ausgebildeten Verdrängerkörper und den beiden Umfangswänden der Verdrängerkammer mehrere, etwa sichelförmige Arbeitsräume eingeschlossen, die sich von dem Einlass durch die Verdrängerkammer hindurch zum Auslass hin bewegen, wobei ihr Volumen ständig verringert und der Druck des Arbeitsmittels dementsprechend erhöht wird. Bei dieser Maschine wird davon ausgegangen, dass der Umschlingungswinkel der Spiralen zu einem Kompressor mit innerer Verdichtung führt. Hierzu ist im Anschluss an eine sich über 360° erstreckende Spirale ein zweiter Spiralenteil mit wesentlich kleinerem Krümmungsradius angehängt.

Eine Maschine, bei der die Spiralen einen gesamten Umschlingungswinkel von ca. 450° umspannen, wobei die austrittsseitigen Spiralenteile über einen Winkel von ca. 90° ebenfalls eine wesentlich grössere Krümmung aufweisen, eine Maschine demnach, welche ebenfalls mit innerer Verdichtung arbeitet, ist bekannt aus der DE-A-31 38 585. Allein die Tatsache der inneren Verdichtung führt jedoch gerade in jenen Betriebsphasen, in denen der volle Druck und die volle Fördermenge vom Verbraucher nicht gefordert werden, zu einem erhöhten Leistungsbedarf.

Eine Maschine der eingangs genannten Art, bei der die Spiralen einen gesamten Umschlingungswinkel von ca. 360° umspannen, ist bekannt aus der EP-A-0 321 781. Bei diesen Maschinen, die für die Aufladung von Verbrennungsmotoren eingesetzt werden, zeigt sich, dass eine geometrisch innere Verdichtung von ca. 1 den optimalen Wert darstellt. Der oben erwähnte zweite Spiralenteil mit wesentlich geringerem Krümmungsradius kann somit entfallen. Diese bekannte Maschine arbeitet mit einem Verdränger, dessen Spiralwände beidseitig auf einer Mittelwand befestigt sind. Diese Mittelwand weist im radial inneren Bereich Durchtrittsöffnungen auf, die es ermöglichen, dass die vom antriebsseitigen Teil der Spiralen geförderte Luft in den luftsei-

tigen Teil gelangen kann, um dort aus der Maschine abgezogen zu werden. Auf jeder Seite der Mittelwand sind zwei ineinandergeschachtelte Spiralen angeordnet, deren Austritte um 180° gegeneinander versetzt sind. Dementsprechend sind auch die im Gehäuse angeordneten Förderräume konfiguriert. Dies führt dazu, dass der lichte Durchmesser zwischen den inneren Förderraum-Wandungen am Spiralenaustritt massgebend ist für den verfügbaren Raum. In diesem verfügbaren Raum muss jedoch nicht nur das von den orbitierenden Spiralen verdrängte Arbeitsmedium gefördert werden. In diesem Raum müssen auch die Antriebswelle mit dem Exzenter und die Ausgleichgewichte untergebracht werden.

Darstellung der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Verdrängungsmaschine der eingangs genannten Art mit vergrössertem Freiraum zwischen den feststehenden Spiralenenden zu schaffen.

Die Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale der Patentansprüche gelöst.

Der Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, dass durch die Optimierung des Spiralenaustritts der freie Querschnitt der Durchtrittsöffnungen im Läufer erheblich vergrössert werden kann. Bei hohen Durchsätzen werden durch diese Massnahme die Druckverluste beim Durchtritt durch die Öffnungen verringert. Dies hat unter anderem zur Folge, dass auch der in Richtung Luftaustritt wirkende Axialschub auf den Verdränger reduziert wird. Dadurch werden wiederum die Dichtleisten an den Stirnseiten der Spiralrippen entlastet, über die sich der Verdränger in axialer Richtung am Gehäuse abstützt. Desweiteren bietet die Erfindung die Möglichkeit, die den Exzenter tragende Hauptwelle im Durchmesser zu vergrössern und somit steifer zu gestalten, was für die Belastbarkeit der Maschine von grosser Bedeutung ist.

Es ist besonders zweckmässig, wenn die Spiralen am austrittsseitigen Ende über einen Winkel von 45° mit der deutlich kleineren Krümmung versehen sind. Mit dieser Massnahme ist für eine Spiralmaschine mit einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von ca. 1 der grösstmögliche Freiraum zu erzielen.

Kurze Beschreibung der Zeichnung

In der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel der Erfindung schematisch dargestellt.

Es zeigen:

- Fig. 1 einen Querschnitt durch das antriebsseitige Gehäuseteil der Verdrängermaschine nach Linie I-I in Fig. 3;
- Fig. 2 eine Vorderansicht des Läufers;
- Fig. 3 einen Längsschnitt durch die Verdrängermaschine;

- Fig. 4 ein Schaubild Lebensdauer des Hauptexzenterlagers (Nadellager) in Funktion des Verkürzungswinkels;
 Fig. 5 ein Schaubild Hubvolumen in Funktion des Verkürzungswinkels;
 Fig. 6 Ein Schaubild Drehzahl in Funktion des Verkürzungswinkels;
 Fig. 7 Ein Schaubild Masse des Verdrängers in Funktion des Verkürzungswinkels;
 Fig. 8 Ein Schaubild Innenraum in Funktion des Verkürzungswinkels;
 Fig. 9 Ein Schaubild Durchlassquerschnitt in Funktion des Verkürzungswinkels.

Weg zur Ausführung der Erfindung

Zwecks Erläuterung der Funktionsweise des Verdichters, welche nicht Gegenstand der Erfindung ist, wird auf die bereits genannte DE-C3-2 603 462 verwiesen. Nachstehend wird nur der für das Verständnis notwendige Maschinenaufbau und Prozessablauf kurz beschrieben. Der Übersichtlichkeit wegen sind in Fig. 2 der Läufer allein, in Fig. 1 nur die Förderwände und der eingelegte Verdränger gezeigt. Nicht dargestellt in Fig. 1 sind die übrigen geschnittenen Elemente wie Gehäuse, Führungswelle, Antriebswelle usw.

Mit 1 ist der Läufer der Maschine insgesamt bezeichnet. An beiden Seiten der Scheibe 2 sind je zwei, um 180° zueinander versetzte, spiralförmig verlaufende Verdrängerkörper angeordnet. Es handelt sich um Leisten 3a, 3b, die senkrecht auf der Scheibe 2 gehalten sind. Die Spiralen selbst sind im gezeigten Beispiel aus mehreren, aneinander anschliessenden Kreisbögen gebildet. Mit 4 ist die Nabe bezeichnet, über welche die Scheibe 2 mit einem Wälzlager 22 auf einer Exzenter-scheibe 23 sitzt (Fig. 3). Diese Scheibe ist ihrerseits Teil der Hauptwelle 24.

Mit 5 ist ein radial ausserhalb der Leisten 3a, 3b angeordnetes Auge bezeichnet für die Aufnahme eines Führungslagers 25, welches auf einem Exzenterbolzen 26 aufgezogen ist. Dieser ist seinerseits Teil einer Führungswelle 27. Am Spiralende sind in der Scheibe vier Durchtrittsfenster 6, 6' vorgesehen, damit das Medium von einer Scheibenseite zur andern gelangen kann, um in einem nur einseitig angeordneten zentralen Auslass 13 (Fig. 3) abgezogen zu werden.

In Fig. 1 ist die in Fig. 3 links dargestellte Gehäusenhälfte 7b des aus zwei Hälften 7a, 7b zusammengesetzten, über Befestigungsäugen 8 (Fig. 3) zur Aufnahme von Verschraubungen miteinander verbundenen Maschinengehäuses gezeigt. 9 symbolisiert die Aufnahme für die Hauptwelle, 10 die Aufnahme für die Führungswelle. 11a und 11b bezeichnen die zwei jeweils um 180° gegeneinander versetzten Förderräume, die nach Art eines spiralförmigen Schlitzes in die beiden Gehäusenhälften eingearbeitet sind. Sie verlaufen von je einem am äusseren Umfang der Spirale im Gehäuse angeordneten Einlass 12a, 12b zu einem im Gehäuseinneren

vorgesehenen, beiden Förderräumen gemeinsamen Auslass 13. Sie weisen im wesentlichen parallele, in gleichbleibendem Abstand zueinander angeordnete Zylinderwände 14a, 14b, 15a, 15b auf, die wie die Verdrängerkörper der Scheibe 2 eine Spirale von 360° umfassen. Zwischen diesen Zylinderwänden greifen die Verdrängerkörper 3a, 3b ein, deren Krümmung so bemessen ist, dass die Leisten die inneren und die äusseren Zylinderwände des Gehäuses an mehreren, beispielsweise an jeweils zwei Stellen nahezu berühren.

Den Antrieb und die Führung des Läufers 1 besorgen die zwei beabstandeten Exzenteranordnungen 23, 24 resp. 26, 27. Die Hauptwelle 24 ist in einem Wälzlager 17 und einem Gleitlager 18 gelagert. An ihrem aus der Gehäusenhälfte 7b herausragendem Ende ist die Welle mit einer Keilriemenscheibe 19 für den Antrieb versehen. Auf der Welle sind Gegengewichte 20 angeordnet zum Ausgleich der beim exzentrischen Antrieb des Läufers entstehenden Massenkräfte. Die Führungswelle 27 ist innerhalb der Gehäusenhälfte 7b in einem Gleitlager 28 eingelegt.

Um in den Totpunktlagen eine eindeutige Führung des Läufers zu erzielen, sind die beiden Exzenteranordnungen winkelnau synchronisiert. Dies geschieht über einen Zahnriemenantrieb 16. Anlässlich des Betriebes sorgt der Doppelexzenterantrieb dafür, dass alle Punkte der Läuferscheibe und damit auch alle Punkte der beiden Leisten 3a, 3b eine kreisförmige Verschiebewegung ausführen. Infolge der mehrfachen abwechselnden Annäherungen der Leisten 3a, 3b an die inneren und äusseren Zylinderwände der zugeordneten Förderräumen ergeben sich auf beiden Seiten der Leisten sichelförmige, das Arbeitsmedium einschliessende Arbeitsräume, die während des Antriebs der Läuferscheibe durch die Förderkammern in Richtung auf den Auslass verschoben werden. Hierbei verringern sich die Volumina dieser Arbeitsräume und der Druck des Arbeitsmittels wird entsprechend erhöht.

Gemäss der Erfindung verlaufen nunmehr die Spiralen der Förderräume 11a, 11b und der Verdrängerkörper 1-4, die alle einen Umschlingungswinkel von insgesamt 360° umspannen, in ihrer überwiegenden Erstreckung mit einer ersten Krümmung. Im vorliegenden Beispiel erstreckt sich dieser erste Krümmungsabschnitt vom eintrittsseitigen Ende der Spiralen an über einen Winkel von 315° . Dieser erste Abschnitt besteht aus zwei Kreisbögen A und B, wobei sein Anfangsteil A über 180° verläuft und der Endteil über 135° . Der Pol des Anfangsteils A ist für die Verdrängerspirale in Fig. 2 mit P_A , jener des Endteils mit P_B bezeichnet. Die zugehörigen Krümmungsradien sind mit R_A und R_B bezeichnet.

Am austrittsseitigen Ende verläuft die Krümmung des zweiten Abschnitts C über dem verbleibenden Winkel von 45° mit wesentlich kleinerem Krümmungsradius. Es handelt sich bei diesem zweiten Abschnitt ebenfalls um einen Kreisbogen, dessen Pol mit P_C und dessen Krümmungsradius mit R_C bezeichnet ist.

Entsprechend dieser Verdrängerform sind die Zy-

linderwände der Förderräume angepasst. Beim gewählten Beispiel ist in Fig. 1 der zweite Abschnitt C_{ZA} der äusseren Zylinderwand eindeutig erkennbar. Hingegen ist der zweite Abschnitt C_{ZI} der inneren Zylinderwand nicht so ausgeprägt erkennbar. Es handelt sich hierbei um die übliche Abrundung der Wand am Spiralenende, wobei der Radius der Abrundung der halben Wandstärke entspricht. Vom fertigungstechnischen Standpunkt ist somit die gewählte Konfiguration vorteilhaft, da für die innere Zylinderwand keine speziellen Arbeitsvorgänge durchzuführen sind.

Die Wirkungen der neuen Massnahme werden nachstehend anhand der Schaubilder in den Fig. 4 - 9 erläutert. Auf der Abzisse dieser Schaubilder ist jeweils der Verkürzungswinkel φ aufgetragen. Es handelt sich dabei um den Winkelbereich, in welchem die zweiten Abschnitte der Spiralen mit dem wesentlich kleineren Krümmungsradius auszubilden sind. Untersucht wurden die Auswirkungen in einem Bereich zwischen 0° und 180° . Letzterer Wert würde bedeuten, dass die Spiralen in ihrem ersten Abschnitt nur noch aus einem Kreisbogen bestehen würden. Der zweite Teil hätte den wesentlich kleineren Radius R_C und würde sich über 180° erstrecken.

Auf der Ordinate der Fig. 4 ist in [%] die Lebensdauer L des Hauptexzenterlagers 17 aufgetragen. Hierbei wird vorausgesetzt, dass es sich um ein Nadellager handelt und die Maschine für einen konstant gehaltenen maximalen Volumenstrom ausgelegt ist. Durch die Verkürzung der Spirale um den Verkürzungswinkel wird die orbitierende Masse des Läufers 1 kleiner und belastet somit bei gleichbleibender Drehzahl das Lager weniger. Gemäss Schaubild ist erkennbar, dass gegenüber dem Ausgangsfall, d.h. einer 360° -Spirale ohne die erfindेरische Massnahme, jede Verkürzung im Bereich zwischen 0° und 100° eine Erhöhung der Lebensdauer bewirkt. Der danach erfolgende Abfall ist durch die bei weiterer Verkürzung erforderlich werdende Drehzahlerhöhung bedingt.

Denn die Verkürzung der Spirale hat selbstverständlich eine Abnahme des in den Förderräumen maximal einschliessbaren Ansaugvolumens zur Folge. Dieser Sachverhalt geht aus der Fig. 5 hervor, in welcher auf der Ordinate das Hubvolumen V dargestellt ist. Es ist zu erkennen, dass bei einer Verkürzung der Spirale um 90° nur noch ca. 95% des ursprünglichen Volumens gefördert werden. Will man indes dieses ursprüngliche Volumen beibehalten, so muss dies durch eine Erhöhung der Kreisgeschwindigkeit des Läufers kompensiert werden.

Die damit erforderliche Drehzahlerhöhung der Hauptwelle 24 ist in Fig. 6 gezeigt, in welcher auf der Ordinate die Drehzahl n aufgetragen ist.

In der Fig. 7 ist auf der Ordinate die Verdrängermasse m aufgetragen. Hier zeigt sich im Quervergleich mit den Fig. 6 und 4, dass ab einer zehnpromzentigen Drehzahlerhöhung trotz beträchtlicher Masseabnahme die Drehzahl einen dominierenden Einfluss auf die Lebens-

dauer der Wälzlagerung auszuüben beginnt.

Auf der Ordinate der Fig. 8 ist in [%] der verfügbare Innenraum D (Fig. 1) zwischen den Spiralenenden aufgetragen. Erkennbar ist, dass gegenüber dem Ausgangsfall durch die Verkürzung über einen weiten Winkelbereich ein deutlicher Raumgewinn zu erzielen ist.

Fig. 9 zeigt schliesslich die Abhängigkeit des Querschnitts A der Durchtrittsfenster im Laufer. Die Unstetigkeit im Winkelbereich von 90° ist auf die konstruktiv und festigkeitsmässig notwendige Anordnung von Speichen zwischen den Fenstern zurückzuführen. Es zeigt sich, dass der beispielsweise gewählte Verkürzungswinkel von 45° es ermöglicht, neben den bisher üblichen Durchtrittsfenstern 6 zusätzlich Durchtrittsfenster 6' im Laufer anzuordnen (Fig. 2) und somit die durchströmte Fläche nahezu zu verdoppeln.

Aus alledem ergibt sich, dass ein Verkürzungswinkel im Bereich von 30° bis 90° zum gewünschten Ergebnis führt, und dass der beispielsweise dargestellte und beschriebenen Verkürzungswinkel von 45° besonders vorteilhaft ist.

BEZEICHNUNGSLISTE

25	1	Läufer
	2	Scheibe
	3a, 3b	Leiste
	4	Nabe
	5	Auge
30	6, 6'	Durchtrittsfenster
	7a, 7b	Gehäusehälfte
	8	Befestigungsauge
	9	Aufnahme für 24
	10	Aufnahme für 27
35	11a, 11b	Förderraum
	12a, 12b	Einlass
	13	Auslass
	14a, 14b	Zylinderwand
	15a, 15b	Zylinderwand
40	16	Zahnriemenantrieb
	17	Wälzlager für 24
	18	Gleitlager für 24
	19	Keilriemenscheibe
	20	Gegengewicht an 24
45	22	Wälzlager für 23
	23	Exzenter Scheibe
	24	Hauptwelle
	25	Führungslager
	26	Exzenterbolzen
50	27	Führungswelle
	28	Gleitlager für 27
	φ	Verkürzungswinkel der Spirale
	L	Lebensdauer der Wälzlagerung
55	V	Hubvolumen
	n	Drehzahl der Hauptwelle
	m	Verdrängermasse
	D	verfügbarer Innenraum

A Querschnitt der Durchtrittsfenster

Claims

A	Anfangsteil des ersten Abschnittes
B	Endteil des ersten Abschnittes
C	Zweiter Abschnitt
P _A	Pol des Anfangsteils des ersten Abschnittes
P _B	Pol des Endteils des ersten Abschnittes
P _C	Pol des zweiten Abschnittes
R _A	Radius des Anfangsteils des ersten Abschnittes
R _B	Radius des Endteils des ersten Abschnittes
R _C	Radius des zweiten Abschnittes
C _{ZA}	Zweiter Abschnitt der äusseren Zylinderwand
C _{ZI}	Zweiter Abschnitt der inneren Zylinderwand

Patentansprüche

1. Verdrängermaschine für kompressible Medien mit wenigstens zwei, um 180° gegeneinander versetzten, in einem feststehenden Gehäuse (7a, 7b) angeordneten spiralartigen Förderräumen (11a, 11b), welche einen Umschlingungswinkel von 360° umspannen, und mit einem jedem Förderraum zugeordneten spiralartigen Verdrängerkörper (1-4), welcher einen Umschlingungswinkel von 360° umspannt und der auf einem gegenüber dem Gehäuse exzentrisch antreibbaren scheibenförmigen Läufer (1) derart gehalten ist, dass während des Betriebes jeder seiner Punkte eine von den Umfangswänden des Förderraumes begrenzte Kreisbewegung ausführt, und dessen Krümmung gegenüber derjenigen des Förderraumes so bemessen ist, dass er die inneren und äusseren Umfangswände des Förderraumes an jeweils mindestens einer beim Betrieb kontinuierlich fortschreitenden Dichtungslinie nahezu berührt, dadurch gekennzeichnet, dass die Spiralen des Förderraumes (11a, 11b) und des Verdrängerkörpers (1-4) von ihrem Eintritt aus in ihrer überwiegenden Erstreckung einen ersten Krümmungsabschnitt aufweisen, der aus mindestens einem Kreisbogen besteht, und dass das austrittsseitige Ende der Spiralen über einem Winkelbereich (φ) zwischen ca. 30° bis ca. 90° einen zweiten Krümmungsabschnitt mit einer deutlich grösseren Krümmung aufweist.
2. Verdrängermaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Krümmungsabschnitt mit der deutlich grösseren Krümmung sich am austrittsseitigen Ende der Spiralen über einen Winkel (φ) von 45° erstreckt.

1. Displacement machine for compressible media, having at least two helical delivery chambers (11a, 11b), which are mutually offset by 180° and are disposed in a fixed housing (7a, 7b) and which span an angle of wrap of 360°, and having a helical displacement body (1-4) assigned to each delivery chamber, which helical displacement body spans an angle of wrap of 360° and is held in such a way on a disc-shaped rotor (1) which can be eccentrically driven relative to the housing that, during operation, each of its points performs a circular motion limited by the peripheral walls of the delivery chamber, and the curvature of which displacement body is dimensioned relative to that of the delivery chamber such that it almost touches the inner and outer peripheral walls of the delivery chamber at at least one sealing line in each case, which sealing line continually advances during operation, characterized in that the spirals of the delivery chamber (11a, 11b) and of the displacement body (1-4) display from their inlet, in their predominant extent, a first curvature section comprising at least one circular arc, and in that the outlet-side end of the spirals displays, over an angular range (ψ) ranging from about 30° to about 90°, a second curvature section having a markedly greater curvature.
2. Displacement machine according to Claim 1, characterized in that the second curvature section having the markedly greater curvature extends over an angle (ψ) of 45° at the outlet-side end of the spirals.

Revendications

1. Machine de refoulement pour fluides compressibles avec au moins deux espaces de refoulement (11a, 11b) de type hélicoïdal disposés dans un boîtier fixe (7a, 7b) et décalés de 180° l'un par rapport à l'autre, lesdits espaces de refoulement embrassant un angle de contact de 360°, et avec un corps de refoulement (1-4) de type hélicoïdal associé à chaque espace de refoulement, ledit corps de refoulement embrassant un angle de contact de 360° et étant maintenu sur un rotor (1) en forme de disque pouvant être entraîné de façon excentrique par rapport au boîtier de telle façon, que pendant le fonctionnement, chacun de ses points effectue un mouvement circulaire limité par les parois périphériques de la chambre de refoulement, et que sa courbure par rapport à celle de l'espace de refoulement est dimensionnée de telle façon qu'il entre presque en contact avec les parois périphériques intérieures et extérieures du boîtier au niveau d'au moins une ligne d'étanchéité progressant continuellement pendant le fonctionnement, caractérisé par

le fait que les spirales de l'espace de refoulement (11a, 11b) et du corps de refoulement (1-4) présentent une première section courbée à partir de leur entrée dans leur étendue dominante, laquelle est composée d'au moins un arc de cercle, et que l'extrémité côté sortie des spirales présente une deuxième section courbée ayant une courbure nettement supérieure selon un angle compris entre environ 30° et 90°.

10

2. Machine de refoulement conforme à la revendication 1, caractérisé par le fait que la deuxième section courbée ayant la courbure nettement plus importante s'étend au niveau de l'extrémité côté sortie des spirales selon un angle (φ) de 45°.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig. 1

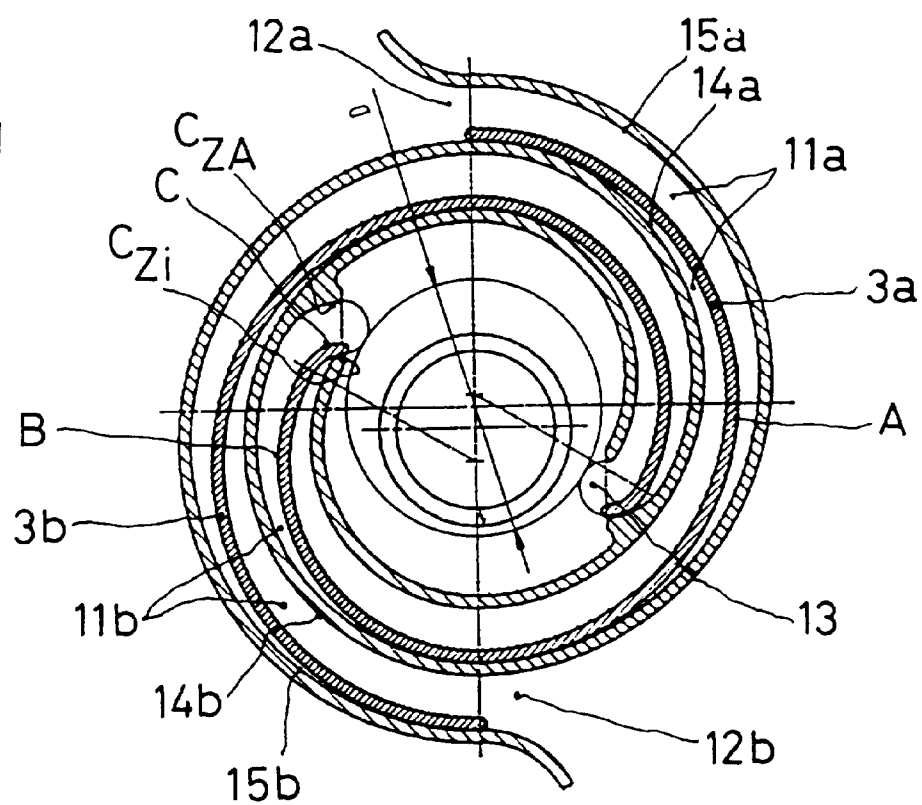
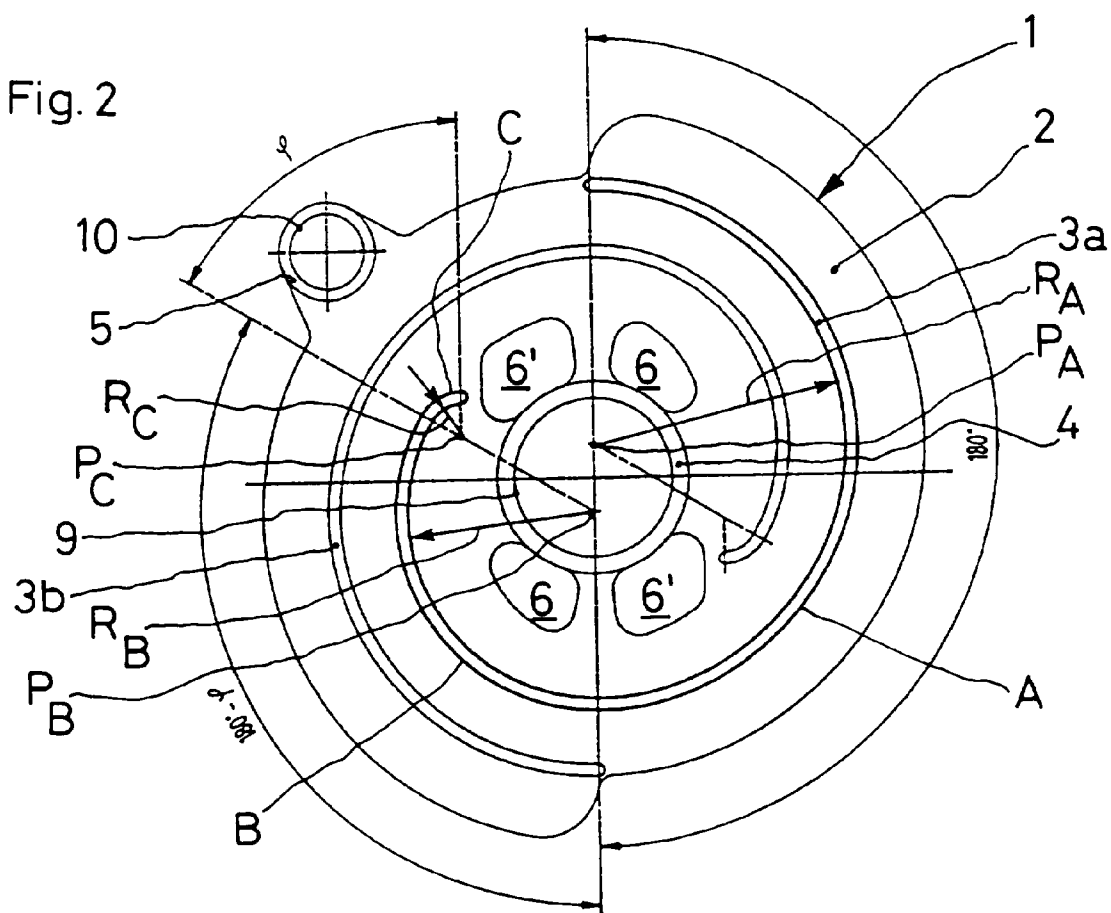


Fig. 2



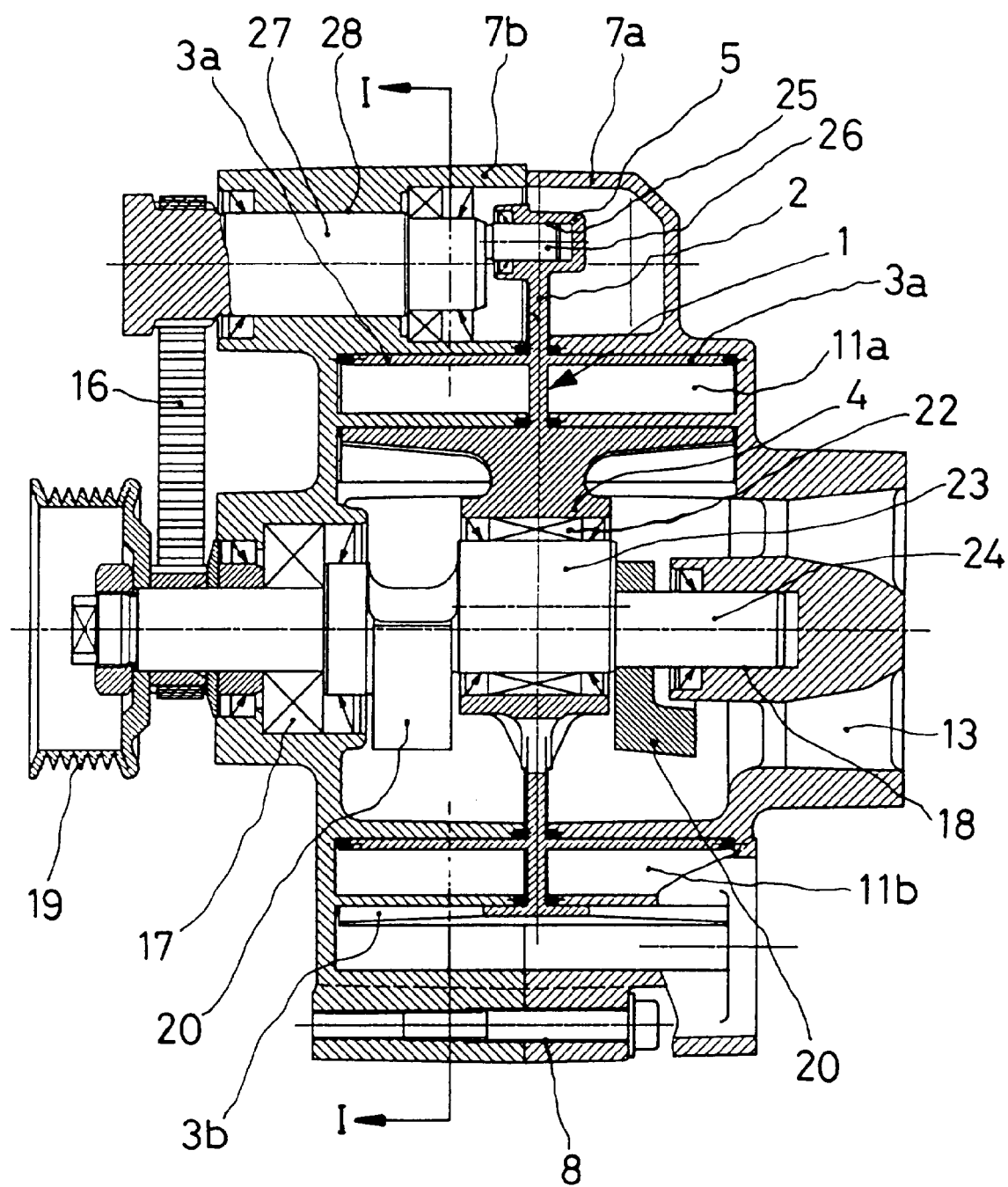


Fig. 3

